微型矩形凹槽的长方体通道的减阻和传热特性

汪健生,庄艳

(天津大学机械工程学院中低温热能高效利用教育部重点实验室,300072 天津)

摘　要:在长方体通道底面沿展向方向间隔设置了微型矩形凹槽,凹槽的深度与边界层尺度相当。采用大涡模拟方法对长方体通道内的流动及传热特性进行研究。数值计算结果表明:在长方体通道内设置的微矩形凹槽可以诱导“突出效应”及二次涡,二次涡的作用类似于微型空气滚动轴承,因而可减小流阻,并使传热性能略有提高。研究表明:微凹槽导致了速度滑移,从而有效降低了通道底部附近流体速度梯度;造成低速条纹变宽,使高低速流体的混合受到抑制。微凹槽内产生的二次涡增加了黏性底层的厚度,且二次涡与微凹槽上方流体之间的滚动摩擦代替了壁面与流体之间的滑动摩擦。与没有布置微型矩形凹槽的长方体通道相比,布置微凹槽的长方体通道可在不影响传热效果的前提下达到6%以上的减阻率。

关键词:湍流;传热;数值模拟;减阻;微型矩形凹槽;滑移速度

中图分类号:TK01+8　　**文献标志码**:A

Features of drag reduction and heat transfer in rectangular channel with miniature cuboid dimples

WANG Jiansheng,ZHUANG Yan

(Key Laboratory of Efficient Utilization of Low and Medium Grade Energy,School of Mechanical Engineering,Tianjin University,300072 Tianjin,China)

Abstract:Miniature cuboid dimples are arranged on the bottom surface of rectangular channel along spanwise direction. The depth of the dimples is of the same order of magnitude as the boundary layer thickness. The flow and heat transfer characteristics in rectangular channel are studied by large eddy simulation. The numerical results show that the “protrusion effect” and secondary vortexes can be induced by the miniature cuboid dimples. The role of the secondary vortexes is similar to that of miniature air rolling bearings, thus reducing flow resistance and improving heat transfer performance slightly. The results show that the miniature cuboid dimples lead to velocity slip,which effectively reduce the velocity gradient near the channel bottom. The low speed streaky widens and the mixing of high and low speed fluids is inhibited. The secondary vortexes in the miniature cuboid dimples increase the thickness of the viscous sub-layer. Moreover,the rolling friction between the secondary vortexes and the upper fluid replaces the sliding friction between the wall and the fluid. Compared with the rectangular channel without miniature cuboid dimples,the rectangular channel with miniature cuboid dimples can achieve more than 6% drag reduction without affecting the heat transfer effect.

收稿日期:2021-12-30　　**修回日期**:2022-01-25

基金项目:天津市自然科学基金重点资助项目(No. 17JCZDJC31200)

通信作者:汪健生,教授,博士生导师。E-mail:jsw@ tju. edu. cn

引用格式:汪健生,庄艳. 微型矩形凹槽的长方体通道的减阻和传热特性[J]. 应用力学学报,2023,40(1):211-217.

WANG Jiansheng,ZHUANG Yan. Features of drag reduction and heat transfer in rectangular channel with miniature cuboid dimples[J]. Chinese journal of applied mechanics,2023,40(1):211-217.

Key words: turbulent flow; heat transfer; numerical simulation; drag reduction; miniature cuboid dimple; slip velocity

工程领域中,湍流阻力是能量损失的主要来源:如摩擦阻力大约占常规水面舰艇总阻力的 50%,占潜艇总阻力的 60%[1]。KLINE 等[2]发现了高低速条纹、流向涡和横向涡等相干结构。边界层内猝发、喷射和扫掠与湍流的形成关系密切[3]。低速条纹抬升、震荡直至破裂,形成"猝发"[4]。而流体扫掠贡献了近 70% 的雷诺应力[5]。控制湍流结构是减阻和强化换热的主要途径[6]。主动方法需要外部能量输入[7],被动控制则无需外部能量输入,主要包括外层控制和内层控制[8]。李恩田[9]采用 RNG k-ε 模型研究了 V 型凹槽的减阻效果及湍流边界层特性,最大减阻率达 6.21%。BAI 等[10]发现微槽减小了流体的横向波动、动量交换及能量波动,最大减阻可达 25.17%。余奕甫等[11]采用数值方法对微梯形沟槽面减阻机理进行了探究,获得了 2.18% 的减阻率。WANG 等[12]在槽道底部表面设置横向微槽,获得减阻效果。LANG 等[13]发现与平板流相比,凹槽形成了局部滑移,延迟了湍流边界层分离,获得减阻。

经典流体力学中有一个重要的假设,流体在壁面处的相对速度为零,即无滑移边界条件。随着测量技术的发展,流体与壁面存在相对速度已被证实[14],延长速度分布剖面线得到的虚拟无滑移壁面位置与真实壁面位置之间的距离为滑移长度[15]。本研究在长方体通道内设置微型凹槽,微型凹槽几何尺度与湍流边界层尺度相当,采用数值方法研究微型凹槽对近壁区湍流结构的作用机理,揭示微型凹槽对长方体通道流动及传热特性的影响规律。

1　物理模型

如图 1 所示,在长方体通道中沿展向布置一排微型矩形凹槽,并采用 WANG 等[16]研究中的无凹槽光滑通道进行比较,并将其标记为模型 0,定义设置深度为 0.1H 的微型矩形凹槽的长方体通道为模型 1。如图 1(a)所示,计算域为 $4\pi H\times 2H\times 2\pi H$,与模型 0 相同。坐标轴 x、y、z 分别对应流向、法向和展向方向,H 为长方体通道半高,通道底部中心沿展向布置 13 个微型矩形凹槽。

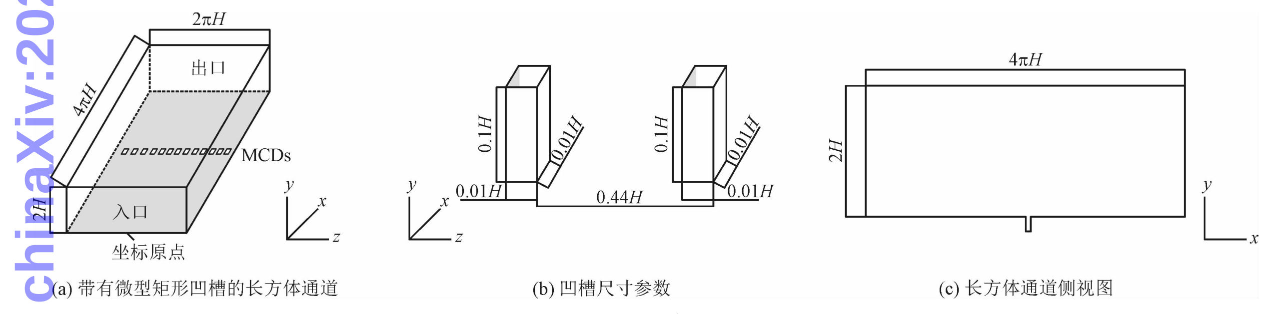


图 1　模型参数图

Fig. 1　The parameter diagram of the model

KLINE 等[2]研究发现相邻速度条纹沿展向平均间距 $\Delta z^+\approx 100$。根据这一结果,每个相邻微型矩形凹槽之间无量纲展向距离是壁面单元(或无量纲黏性长度)的 100 倍,即 $\Delta z^+\approx 100$。该布置的目的是利用微型矩形凹槽产生局部滑移速度,从而增强低速条纹运动,提高速度条纹的稳定性。

2　数值计算

2.1　控制方程

采用 Fluent 软件中的大涡模拟(LES)数值方法,对长方体通道内流体的传热及流动特性进行了计算。所应用的连续性方程、动量方程及能量方程如下。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\,\overline{u}_i)=0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\,\overline{u}_i)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\,\overline{u}_i\,\overline{u}_j)=-\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\mu\frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_j}\right)+\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{2}$$

$$\frac{\partial \overline{T}}{\partial t}+\frac{\partial(\overline{u}_j\overline{T})}{\partial x_j}=\frac{1}{Pr\cdot Re}\cdot\frac{\partial^2\overline{T}}{\partial x_i\partial x_j}-\frac{\partial q_j}{\partial x_j} \tag{3}$$

式中:ρ 为密度;t 为时间;u 为速度;p 为压力;Re 为雷诺数;Pr 为普朗特数;i 代表直角坐标系中的不同

方向；$\tau_{ij}=\rho(\overline{u_i u_j}-\overline{u_i}\cdot\overline{u_j})$ 是亚格子应力张量；$q_j=\overline{u_jT}-\overline{u_j}\,\overline{T}$ 是亚格子尺度热流密度。其余相关参数的计算式如下。

雷诺数

$$Re=\frac{u_m H}{\upsilon} \tag{4}$$

努塞尔数

$$Nu=\frac{1}{\tau}\int_0^{\tau}Nu_{\text{surface}}\,\mathrm{d}\tau \tag{5}$$

$$Nu_{\text{surface}}=\frac{1}{A_{\text{surface}}}\int_{\text{surface}}Nu_x\,\mathrm{d}x \tag{6}$$

局部努塞尔数

$$Nu_x=\frac{h_x H}{\lambda} \tag{7}$$

其中

$$h_x=-\frac{\lambda}{\Delta t}\left(\frac{\partial t}{\partial y}\right)_{y=0} \tag{8}$$

摩擦系数

$$f=\frac{1}{\tau}\int_0^{\tau}f_{\text{surface}}\,\mathrm{d}\tau \tag{9}$$

$$f_{\text{surface}}=\frac{1}{A_{\text{surface}}}\int_{\text{surface}}f_x\,\mathrm{d}x \tag{10}$$

$$f_x=\frac{2\tau_{wx}}{\rho u_{\infty}^2} \tag{11}$$

综合性能系数

$$\eta=\frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \tag{12}$$

减阻率

$$\eta_f=\frac{f_0-f}{f_0} \tag{13}$$

式中：u_m 为平均速度；Nu_{surface} 为空间平均努塞尔数；f_{surface} 为空间平均摩擦系数；Nu_x 为局部努塞尔数；f_x 为局部摩擦系数；Nu 和 f 代表时间-空间平均努塞尔数和摩擦系数；τ 表示时间；Δt 表示长方体通道底面温度与参考温度的差值；h_x 为局部对流换热系数；λ 为流体的热导率；τ_{wx} 是壁面剪应力；Nu_0 是模型 0 的时间-空间平均努塞尔数；f_0 是模型 0 的时间-空间平均摩擦系数；η 是综合性能系数；η_f 为减阻率。

2.2 数值方法及边界条件

数值计算中，计算域流向、展向采用周期性边界条件，介质采用空气且在计算域入口处温度为 300 K，其 Pr 为 0.744 2。指定质量流量为 0.084 2 kg/s，即流速为 0.547 m/s，Re（基于通道半高）为 3 745。上、下表面及微型凹槽所有表面均采用无滑移边界条件。通道上表面及微型凹槽表面绝热。通道底面为恒壁温边界条件 $T=343$ K。

控制方程采用有限体积法和 SIMPLE 方法求解，采用中心差分格式和二阶迎风格式对动量方程、能量方程和连续性方程进行离散。压力项采用标准格式离散。时间项采用隐式二阶插值格式进行插值。计算域划分为不同区域，凹槽附近网格密度最大，展向方向采用均匀网格。流向以微型矩形凹槽为中心，向上游和下游以 1.1 的比率扩展网格。法向采用局部加密网格，以 1.1 的比率由底面向上扩展，第一层网格距通道底面距离为 0.002H，凹槽内部采用均匀网格。

2.3 数值方法验证及网格独立性验证

为验证数值方法，将计算结果与 KREPLIN 等[17]的实验数据、KIM 等[18]和 BOOMSMA 等[19]的 DNS 结果进行了对比，如图 2 所示。可以看出本研究计算结果与 DNS 结果吻合较好。说明了本研究数值结果的可靠性和准确性。为确保数值模拟的计算效率和精度，还进行了网格独立性验证，结果如表 1 所示。随着网格数目的增加，网格 3、网格 4 和网格 5 之间的摩擦系数偏差小于 1%。综合考虑之下，选择了 374 万的网格进行计算分析。

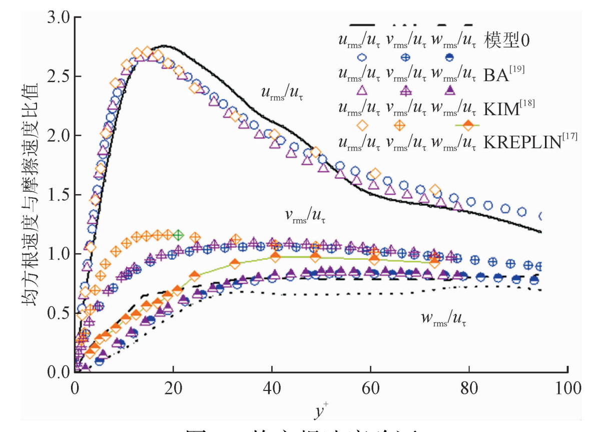


图 2　均方根速度验证

Fig. 2　Verification of root mean square velocity profile

表 1　网格独立性验证

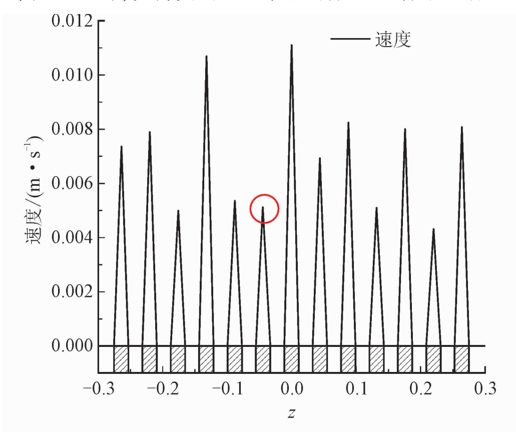
Tab. 1　Grid independence test

模型		网格数/(10^6)	摩擦系数
模型 0		2.40	0.007 875
模型 1	网格 1	1.52	0.006 882
	网格 2	2.68	0.007 238
	网格 3	3.34	0.007 269
	网格 4	3.74	0.007 332
	网格 5	4.58	0.007 378

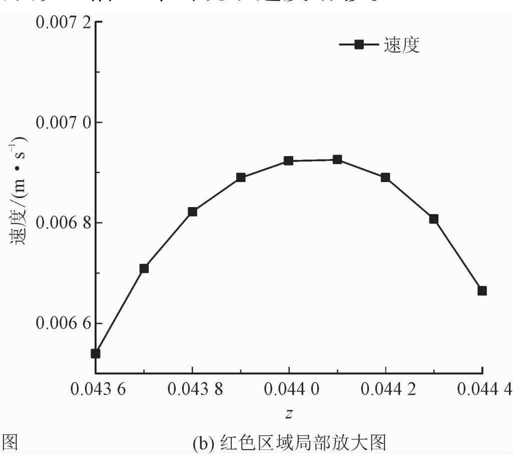
3 结果及分析

3.1 凹槽内速度分布

凹槽所诱导的二次涡会减弱凹槽上方流向涡的强度,还限制了流向涡的展向运动[20]。BECHERT 等[21]提出“突出高度”理论,指出表观原点以下流体主要受黏滞力影响,其作用相当于增加了黏性底层厚度。GALLAGHER 等[22]认为凹槽有效地增加了粘性底层厚度,对减阻起到重要作用。通道底面设置的凹槽相当于在底面局部施加了滑移边界条件,凹槽上方流体速度不为 0[23]。当流体流过凹槽时,流体不再与壁面接触,而是与凹槽内的流体接触。图 3 是长方体通道底部中心(即 $x/H=2\pi$)处沿展向的速度变化。可以看出:通道底部壁面处流体速度为 0,而微型矩形凹槽上部速度不为 0,说明在微型矩形凹槽上部出现了速度滑移。



(a) 带有微型矩形凹槽的长方体通道底部中心($x/H=2\pi$)沿展向速度分布图



(b) 红色区域局部放大图

图 3 速度分布图

Fig. 3 The distribution of velocity

图 4 为通道中心边界层速度沿展向的分布,即 $x/H=2\pi, y^+=11$。从图中可以明显看出:带有微型矩形凹槽的速度分布峰谷均少于光滑通道。在带有微型矩形凹槽的长方体通道中,每一条低速条纹都比光滑长方体通道中的低速条纹宽,说明设有微型矩形凹槽的通道中的速度条纹更稳定。

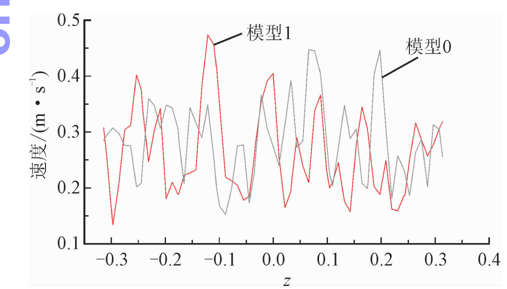


图 4 设有微型矩形凹槽的长方体通道与光滑长方体通道的速度分布对比图 $x/H=2\pi$ $y^+=11$

Fig. 4 Velocity in channel with and without MCDs at $x/H=2\pi$ $y^+=11$

3.2 涡结构及其分布

图 5 为两种通道内的涡分布。左列为存在矩形微型凹槽的通道,右列为光滑通道。可以看出:设有微型矩形凹槽的通道中,涡数量少于右列涡数量,涡沿流向被明显拉伸,分布更加有序。说明微型凹槽抑制了近壁面区域流体的动量交换,使流动结构更加稳定有序。带有微型矩形凹槽的通道中小尺度涡的数量也远远小于光滑通道,大尺度涡向小尺度涡的转变减少,从而减少了缓冲层中的喷射、猝发等现象。

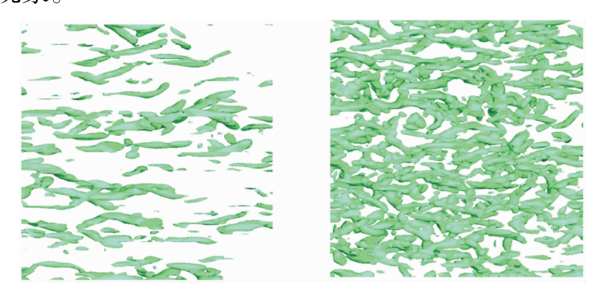

图 5 通道中涡分布(左列为带有微型凹槽的通道,右列为光滑通道)

Fig. 5 Vortex distribution in channel (The left and right columns represent the distribution with and without MCDs)

3.3 湍流边界层平均速度剖面

图 6 为微型矩形凹槽内部的流线,可以看出:其内部形成了两个反向涡。上部涡沿顺时针方向旋转,下部涡沿逆时针旋转。上部处,流体流动方向和

涡旋转方向一致,二次涡与流体直接接触,取代了流体与壁面的接触,作用类似于一滚动空气轴承[24],可使流阻降低。此外,该二次涡还可以减少流体与壁面接触面积,抑制边界层外部高速流体的向下扫掠,削弱了凹槽上方流向涡强度。

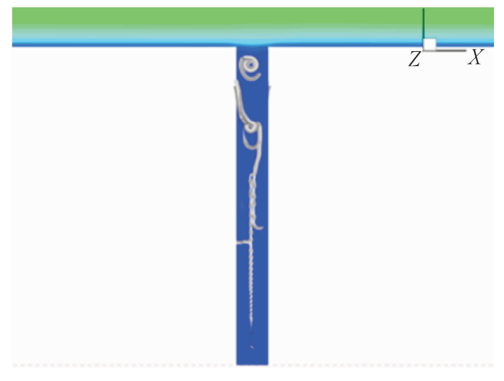


图 6 微型矩形凹槽内的 3-D 流线图

Fig. 6 3-D streamlines inside the MCDs

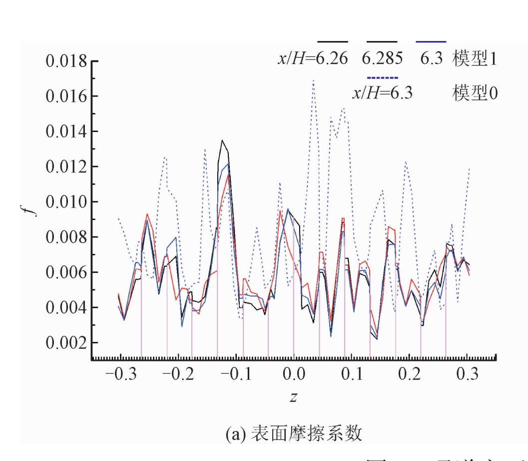
图 7 为两种通道的无量纲速度分布,其中空心圆和实心圆符号则分别代表布置微型凹槽和无凹槽的长方体通道的速度分布。可以看出:布置微型矩形凹槽的通道的速度分布在近壁区低于验证曲线($u/u_\tau=u_\tau y/\nu$),在相应位置凹槽通道的近壁流速略低于光滑通道。布置凹槽的通道在近壁面区域的速度梯度小于光滑通道在近壁面区域的速度梯度,因此阻力减小。验证曲线 $u/u_\tau=2.5\ln(u_\tau y/\nu)+5.5$ 在对数律区域用蓝色实线表示。

图 7 湍流边界层的平均速度剖面图

Fig. 7 Mean velocity in turbulent boundary layer

3.4 表面摩擦系数及传热特性

图 8 为通道底面不同位置处表面摩擦阻力和努塞尔数的比较,其中实线和虚线分别表示布置微型矩形凹槽的长方体通道和光滑通道的数值。图中所示的三条实线分别对应于微型矩形凹槽前部、后边缘和后部的位置。平行于纵坐标的紫色线段代表微型矩形凹槽的位置。从图 8(a)可以看出:在微型矩形凹槽附近位置,不同流向位置的表面摩擦呈现相同的变化趋势,微型矩形凹槽引起的减阻效果明显。在超过 60% 凹槽流向附近位置,布置微型凹槽的长方体通道底面摩擦系数明显低于光滑通道底面的摩擦系数,而在超过 90% 凹槽流向位置内,以及凹槽之间相邻区域内,均出现显著减阻效果。整体而言,与光滑通道相比,布置微型矩形凹槽的长方体通道的摩擦系数降低了约 6.895%,如表 2 所示。



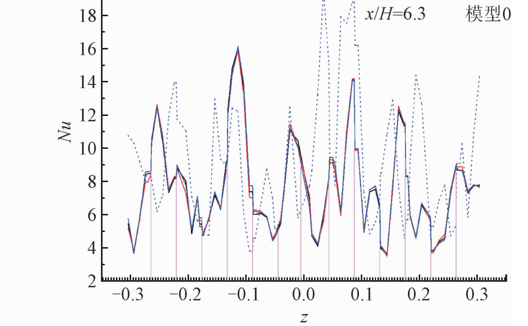


图 8 通道底面不同位置的参数

Fig. 8 The parameter distribution at different position of the channel bottom

众所周知,速度边界层与流动阻力紧密相关,而温度边界层与换热特性密切相关。一般而言,边界层内流体动量交换越剧烈,相应的流动阻力就会越大,同时热量交换程度亦愈强烈,相应的努塞尔数越大。鉴于温度边界层与速度边界层密切相关,在大多数情况下,边界层内动量交换和热量交换变化趋势相同,因此流动阻力的减小常常伴随着换热性能的降低,即流动减阻和换热增强不可兼得。值得注意是,在本研究工作中,布置微型矩形凹槽的长方体通道的底面摩擦阻力的减小并没有以换热性能的损

失为代价。从图 8(b)中可以看出:布置微型矩形凹槽的长方体通道与光滑通道相比,努塞尔数占优势或与之相差无几的情况可达一半。整体而言,布置微型矩形凹槽的长方体通道的努塞尔数比光滑通道略微增加了 0.07%,与未布置微型凹槽的通道相比,布置微型矩形凹槽的长方体通道的综合性能系数提高了 3.16%,由此表明微型矩形凹槽是一种有效减少流动阻力并不降低传热性能的装置。

表 2　凹槽通道和光滑通道的平均努塞尔数、摩擦系数、综合性能系数及减阻率

Tab. 2　The overall averaged Nusselt number, friction coefficient, synthesis performance coefficient and drag reduction efficiency

模型	Nu	f	η	η_f
模型 0	8.997	0.007 875	1.000	–
模型 1	9.063	0.007 332	1.031 6	6.895%

如图 9 所示,两种情况下努塞尔数分布的大小和范围是相似的。但布置微型矩形凹槽的长方体通道努塞尔数分布似乎更加有序,这实际上是近壁区流动结构有序性改善的一种体现。如图 5 所示,与未布置微型矩形凹槽的长方体通道相比,虽然布置微型矩形凹槽的长方体通道中小尺度流向涡的数量减少,但大尺度涡结构更加有序,这种有序的大尺度流向涡有效地抑制了边界层近壁区中高低速条纹的横向移动,致使近壁区流体之间的动量交换程度降低,因而流动阻力得到有效抑制。与之同时,虽然布置微型矩形凹槽的长方体通道中小尺度涡结构数量明显减少,小尺度涡结构之间的热量交换减弱,但有序的大尺度涡结构可以增加边界层壁面处与边界层外区的热量交换,由此抵消了由于小尺度涡减小而造成的换热性能下降,因而换热性能略有改善。

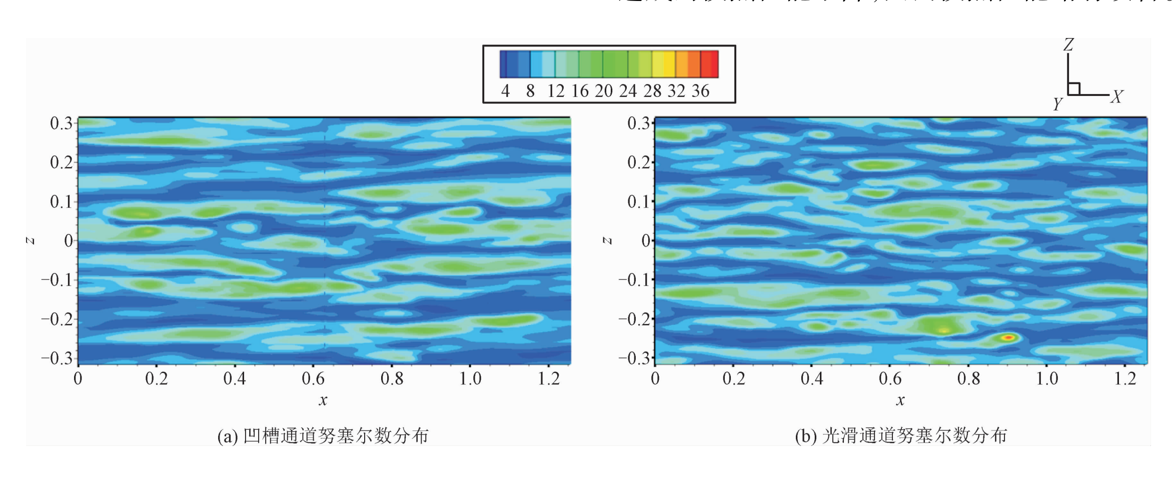


图 9　努塞尔数分布对比图

Fig. 9　The comparison of Nusselt number distribution

3.5　不同雷诺数下的流动及传热特性

除此之外,还进行了不同雷诺数下的布置微型矩形凹槽的长方体通道的流动及传热特性研究。选取了三种不同雷诺数进行数值模拟分析,即 Re = 4 745, Re = 5 745 和 Re = 6 745,模拟结果如表 3。

无独有偶,表 3 中的数据也可以说明,在 Re = 3 745下出现的换热效果和减阻效果同时提升并不是偶然事件。在 Re = 4 745 下也出现了这种结果。在这 3 种雷诺数下,布置微型矩形凹槽的长方体通道模拟结果均显示出了不俗的减阻能力,甚至更优于 Re = 3 745 下的减阻效果。然而随着雷诺数增加,其换热效果及综合换热性能下降。该结果也说明了换热效果和减阻效果的同时提升只能出现在特定的雷诺数范围内。

表 3　不同雷诺数下凹槽通道和光滑通道的平均努塞尔数、摩擦系数、综合性能系数及减阻率

Tab. 3　The overall averaged Nusselt number, friction coefficient, synthesis performance coefficient and drag reduction efficiency at different Reynolds numbers

Re		Nu	f	η	η_f
4 745	模型 0	10.673 7	0.007 287	1	–
	模型 1	10.688 1	0.006 691	1.030	8.18%
5 745	模型 0	12.677 3	0.007 020	1	–
	模型 1	12.409 5	0.006 318	1.014	10%
6 745	模型 0	15.144 9	0.006 613	1	–
	模型 1	13.722 0	0.006 038	0.933 9	8.69%

4　结　论

采用大涡模拟研究了布置微型矩形凹槽的长方体通道内的流动特性和换热特性。分析了流动结

构、速度滑移特性、减阻和换热特性，得出以下结论。

1）微型矩形凹槽对湍流边界层结构有明显的影响。矩形凹槽加速了低速条纹的运动，抑制了高低速条纹的混合。流体在矩形凹槽上方的速度不为零。凹槽诱导了一个滑移速度，导致近壁面区域的速度梯度减小，相当于增加了黏性底层的厚度。边界层内的速度分布表明：设置矩形凹槽后，长方体通道内的速度梯度减小。

2）微型矩形凹槽内部形成了一对反向涡。涡旋将壁面和流体之间的滑动摩擦转换为流体之间的滚动摩擦，其作用类似于局部微型滚动轴承。二次涡抑制了上部流体的扫掠，带来了减阻效果。

3）微型矩形凹槽对边界层温度梯度影响较小，在壁面处，相比于光滑通道，布置微型矩形凹槽的长方体通道在本研究所有雷诺数下均有明显减阻效果，但只在特定雷诺数范围内换热性能略有增加。

符号说明

f	—摩擦系数	t	—时间，s
Nu	—努塞尔数	λ	—流体热导率，W/(m·K)
u	—速度，m/s	ρ	—流体密度，kg/m^3
u_m	—平均速度，m/s	τ_{wx}	—壁面剪切应力，N/m^2
p	—压力，N/m^2	下角标 0	—模型 0
Re	—雷诺数		

参考文献：

[1] PERLIN M, DOWLING D R, CECCIO S L. Freeman scholar review: Passive and active skin-friction drag reduction in turbulent boundary layers[J]. Journal of fluids engineering, 2016, 138(9): 091104.

[2] KLINE S J, REYNOLDS W C, SCHRAUB F A, et al. The structure of turbulent boundary layers[J]. Journal of fluid mechanics, 1967, 30(4): 741-773.

[3] ROBINSON S K. Coherent motions in the turbulent boundary layer[J]. Annual review of fluid mechanics, 1991, 23(1): 601-639.

[4] KIM H T, KLINE S J, REYNOLDS W C. The production of turbulence near a smooth wall in a turbulent boundary layer[J]. Journal of fluid mechanics, 1971, 50(1): 133-160.

[5] CORINO E R, BRODKEY R S. A visual investigation of the wall region in turbulent flow[J]. Journal of fluid mechanics, 1969, 37(1): 1-30.

[6] CORKE T C, THOMAS F O. Active and passive turbulent boundary-layer drag reduction[J]. AIAA journal, 2018, 56(10): 3835-3847.

[7] JACOBI A M, SHAH R K. Heat transfer surface enhancement through the use of longitudinal vortices: A review of recent progress[J]. Experimental thermal and fluid science, 1995, 11(3): 295-309.

[8] ABDULBARI H A, MAHAMMED H D, HASSAN Z B Y. Bio-inspired passive drag reduction techniques: A review[J]. Chembioeng reviews, 2015, 2(3): 185-203.

[9] 李恩田. 壁面沟槽减阻数值模拟研究[J]. 常州大学学报(自然科学版), 2012, 24(3): 35-39.
LI Entian. Numerical simulation study on drag reduction of mural groove[J]. Journal of Changzhou University (natural science edition), 2012, 24(3): 35-39 (in Chinese).

[10] BAI Q S, BAI J X, MENG X P, et al. Drag reduction characteristics and flow field analysis of textured surface[J]. Friction, 2016, 4(2): 165-175.

[11] 余奕甫，王兵，王强. 纵向沟槽面超声速阻力特性大涡模拟[J]. 航空计算技术, 2019, 49(5): 49-53.
YU Yifu, WANG Bing, WANG Qiang. Large eddy simulation of supersonic drag force characteristics on longitudinal groove surface[J]. Aeronautical computing technique, 2019, 49(5): 49-53 (in Chinese).

[12] WANG B, WANG J D, ZHOU G, et al. Drag reduction by microvortexes in transverse microgrooves[J]. Advances in mechanical engineering, 2014, 6: 734012.

[13] LANG A W, JONES E M, AFROZ F. Separation control over a grooved surface inspired by dolphin skin[J]. Bioinspiration & biomimetics, 2017, 12(2): 026005.

[14] THOMPSON P A, TROIAN S M. A general boundary condition for liquid flow at solid surfaces[J]. Nature, 1997, 389(6649): 360-362.

[15] 吴承伟，马国军，周平. 流体流动的边界滑移问题研究进展[J]. 力学进展, 2008, 38(3): 265-282.
WU Chengwei, MA Guojun, ZHOU Ping. A review of the study on the boundary slip problems of fluid flow[J]. Advances in mechanics, 2008, 38(3): 265-282 (in Chinese).

[16] WANG J S, ZHAO Y J. Heat and fluid flow characteristics of a rectangular channel with a small diameter circular cylinder as vortex generator[J]. International journal of thermal sciences, 2015, 92: 1-13.

[17] KREPLIN H P, ECKELMANN H. Behavior of the three fluctuating velocity components in the wall region of a turbulent channel flow[J]. The physics of fluids, 1979, 22(7): 1233-1239.

[18] KIM J, MOIN P, MOSER R. Turbulence statistics in fully developed channel flow at low Reynolds number[J]. Journal of fluid mechanics, 1987, 177: 133-166.

[19] BOOMSMA A, SOTIROPOULOS F. Direct numerical simulation of sharkskin denticles in turbulent channel flow[J]. Physics of fluids, 2016, 28(3): 035106.

[20] BACHER E V, SMITH C R. A combined visualization-anemometry study of the turbulent drag reducing mechanisms of triangular micro-groove surface modifications[C]//Shear Flow Control Conference. Reston, VA, USA: AIAA, 1985: AIAA 1985-548.

[21] BECHERT D W, BARTENWERFER M. The viscous flow on surfaces with longitudinal ribs[J]. Journal of fluid mechanics, 1989, 206: 105-129.

[22] GALLAGHER J A, THOMAS A S W. Turbulent boundary layer characteristics over streamwise grooves[C]//2nd Applied Aerodynamics Conference. Reston, VA, USA: AIAA, 1984: AIAA 1984-2185.

[23] MA H W, TIAN Q, WU H. Experimental study of turbulent boundary layers on groove/smooth flat surfaces[J]. Journal of thermal science, 2005, 14(3): 193-197.

[24] 潘家正. 湍流减阻新概念的实验探索[J]. 空气动力学学报, 1996, 14(3): 304-310.
PAN Jiazheng. The experimental approach to drag reduction of the transverse ribbons on turbulent flow[J]. Acta aerodynamica Sinica, 1996, 14(3): 304-310 (in Chinese).

（编辑　史淑英）